



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

**Aktenzeichen:** 101 52 422.6

**Anmeldetag:** 24. Oktober 2001

**Anmelder/Inhaber:** Lucas Automotive GmbH, 56070 Koblenz/DE

**Bezeichnung:** Scheibenbremse

**IPC:** F 16 D, B 60 T

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 23. März 2004  
**Deutsches Patent- und Markenamt**  
**Der Präsident**  
Im Auftrag

Ebert

## Scheibenbremse

5

Die Erfindung betrifft eine Scheibenbremse mit zwei zur Erzeugung einer Klemmkraft beidseits an eine Bremsscheibe anpressbaren Bremsbacken und einer Aktuatoreinrichtung zur Betätigung mindestens einer der Bremsbacken.

10

Eine solche Scheibenbremse ist aus der WO88/04741 bekannt. Die bei dieser Scheibenbremse im Rahmen eines Bremsvorgangs auftretenden Kräfte lassen sich in Klemmkraft (auch Axialkraft, Querkraft oder Normalkraft genannt) und Umfangskraft (auch Reibkraft genannt) unterteilen. Als Klemmkraft wird diejenige Kraftkomponente bezeichnet, welche von einer Bremsbacke senkrecht zur Ebene der Bremsscheibe in die Bremsscheibe eingeleitet wird. Unter der Umfangskraft hingegen versteht man diejenige Kraftkomponente, welche aufgrund der Bremsreibung zwischen einem Reibbelag der Bremsbacke und der Bremsscheibe in Umfangsrichtung der Bremsscheibe auf die Bremsbacke wirkt. Durch Multiplikation der Umfangskraft mit dem Abstand des Angriffspunkts der Umfangskraft von der Drehachse der Räder lässt sich das Bremsmoment ermitteln.

25

Bei der aus der WO88/04741 bekannten Scheibenbremse wird die Klemmkraft entweder hydraulisch oder mittels eines Elektromotors erzeugt. Im Falle einer motorischen Klemmkrafterzeugung wird die Rotationsbewegung einer Motorwelle zunächst mittels eines Planetengetriebes untersetzt und anschließend mittels einer Mutter-Spindel-Anordnung umfassenden Aktuatoreinrichtung in eine Translationbewegung umgesetzt. Ein Kolben der Aktuatoreinrichtung überträgt die Translationbewegung auf eine der beiden Bremsbacken und presst diese gegen die Bremsscheibe. Da die Scheibenbremse als Schwimmsattel-Scheibenbremse ausgestaltet ist, wird in bekannter Weise auch die nicht unmittelbar mit dem Kolben zusammenwirkende Bremsbacke gegen die Bremsscheibe gepresst.

Zukünftige Bremsanlagen erfordern für Steuer- und Regelzwecke eine exakte Erfassung der bei einem Bremsvorgang auftretenden Kräfte. Es ist daher üblich, Scheibenbremsen mit einem oder mehreren Kraftwandlern zu bestücken und diese Kraftwandler mit

5 Steuer- und Regelschaltkreisen zu koppeln. Als Kraftwandler vermag jede Einrichtung zu fungieren, welche eine auf den Kraftwandler wirkende Kraft in eine von dieser Kraft verschiedene physikalische Größe wandelt.

- 10 In der DE 196 39 686 A1 wird eine derartige, mit Kraftwandlern bestückte Scheibenbremse beschrieben. Die Scheibenbremse besitzt zwei Kraftwandler, welche an je einer Befestigungsschraube angeordnet sind, mittels derer ein Bremssattel mit einem fahrzeugfesten Halter verbunden ist. Die Kraftwandler dienen zur Erfassung
- 15 der Umfangskraft, welche von einer Steuereinrichtung eines nicht näher beschriebenen, elektromechanischen Radbremsaktors beim Einstellen der Klemmkraft berücksichtigt wird.

- Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Scheibenbremse
- 20 anzugeben, welche einen im Hinblick auf Steuer- und Regelzwecke optimierten Aufbau besitzt.

- Diese Aufgabe wird ausgehend von einer Scheibenbremse der eingangs genannten Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass mindestens ein Kraftwandler in einem ersten Kraftübertragungsweg zwischen der Aktuatoreinrichtung und wenigstens einer der Bremsbacken angeordnet ist. Der Kraftwandler, welcher vollständig oder
- 25 zumindest in Form einer oder mehrerer Kraftwandlerkomponenten zwischen der Aktuatoreinrichtung und wenigstens einer der Bremsbacken angeordnet sein kann, gestattet das Aufnehmen, Wandeln und/oder Erfassen wenigstens eines Teils der bei Erzeugung der Klemmkraft in die Aktuatoreinrichtung eingeleiteten Rückwirk- oder Reaktionskraft.
- 30

- 35 Zwischen dem Kraftwandler und der mindestens einen Bremsbacke kann eine Kraftübertragungseinrichtung angeordnet sein, welche mit dem Kraftwandler bei einem Anpressen der Bremsbacken an die Bremsscheibe unmittelbar oder mittelbar zusammenwirkt. Dieses Zusammenwirken zwischen Kraftübertragungseinrichtung und Kraft-

wandler findet vorzugsweise flächig statt. Der Kraftwandler ist daher zweckmäßigerweise derart ausgestaltet, dass er die Aufnahme einer flächig auf ihn wirkende Kraft gestattet.

- 5 Für den Kraftwandler stehen unterschiedliche Realisierungsmöglichkeiten zur Verfügung. Allen Realisierungsmöglichkeiten gemeinsam ist der funktionelle Aspekt, dass eine auf den Kraftwandler wirkende Kraft in eine von dieser Kraft verschiedene, z.B. elektrische oder mechanische Größe gewandelt wird. So kann  
10 beispielsweise daran gedacht werden, mittels des Kraftwandlers noch an seinem Einbauort unmittelbar das interessierende Messsignal in Gestalt von beispielsweise einer Spannungs- oder Widerstandsänderung zu erzeugen. In diesem Fall fungiert der Kraftwandler als herkömmlicher Kraftsensor. Es kann jedoch auch  
15 daran gedacht werden, die auf den Kraftwandler wirkende Kraft am Einbauort des Kraftwandlers zunächst in eine andere physikalische Messgröße, beispielsweise Druck, zu wandeln und das resultierende Drucksignal an einem vom Einbauort des Kraftwandlers beabstandeten Ort oder am Einbauort des Kraftwandlers auszuwerten. Das Auswerten dieser anderen physikalischen Messgröße kann  
20 eine erneute Wandlung beinhalten.

- Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform ist der Kraftwandler als Kraft-Widerstands-Wandler ausgebildet, welcher aus einer auf den  
25 Kraftwandler wirkenden Kraft ein elektrisch oder elektronisch auswertbares Widerstandssignal generiert. Diese Kraft-Widerstands-Wandlung kann einstufig oder mehrstufig erfolgen. Bei einer mehrstufigen Wandlung kann der Kraft-Widerstands-Wandler in einem ersten Schritt mittels eines Kraft-Druck-  
30 Wandlers das Kraftsignal in ein Drucksignal umsetzen, welches anschließend in einem zweiten Schritt von einem Druck-Widerstands-Wandler in eine Änderung eines elektrischen Widerstands gewandelt wird. Der Druck-Widerstands-Wandler ist vorzugsweise in Single-Chip-Technologie gefertigt. Sofern der  
35 Kraftwandler eine Widerstandswandlung durchgeführt, folgt die Auswertung des Kraftsignals zweckmäßigerweise nach dem Prinzip einer Wheatstoneschen Brücke.

Der Kraftwandler kann eine mit einem fluiden Medium gefüllte Kammer besitzen, welche von einer mit der Kraftübertragungseinrichtung zusammenwirkenden Membran verschlossen ist. Bei einer derartigen Ausgestaltung des Kraftwandlers bewirkt das Einleiten einer vorzugsweise flächigen Kraft in die Membran eine Erhöhung des Fluiddrucks innerhalb der Kammer. Es findet demzufolge eine Kraft-Druck-Wandlung statt. In einem nachfolgenden Schritt kann zur Ermittlung der auf die Membran wirkende Kraft die Druckerhöhung gemessen werden.

Wie bereits eingangs erläutert, ist der mindestens eine Kraftwandler in einem ersten Kraftübertragungsweg zwischen der Aktuatereinrichtung und mindestens einer der Bremsbacken angeordnet. Zwischen der Aktuatereinrichtung und mindestens einer der Bremsbacken kann noch ein zweiter Kraftübertragungsweg vorhanden sein, welcher den Kraftsensor umgeht. Der erste Kraftübertragungsweg und der zweite Kraftübertragungsweg verlaufen vorzugsweise zumindest abschnittsweise parallel zueinander, so dass sich die entlang des ersten Kraftübertragungswegs übertragene Kraft reduziert.

Der zweite Kraftübertragungsweg wird zweckmäßigerweise erst nach Überschreiten eines Kraftschwellenwerts aktiviert, um derart die auf den Kraftwandler maximal wirkende Kraft zu begrenzen. Über den zweiten Kraftübertragungsweg, welcher den Kraftwandler umgeht, kann daher zumindest diejenige Kraftkomponente übertragen werden, welche den Kraftschwellenwert überschreitet. Vorzugsweise beträgt der Kraftschwellenwert weniger als die Hälfte und idealerweise weniger als ein Viertel der maximal in die Aktuatorreinrichtung einleitbaren Kraft.

Die bereits erläuterte Kraftübertragungseinrichtung kann entweder im ersten Kraftübertragungsweg oder im zweiten Kraftübertragungsweg oder, zumindest bereichsweise, sowohl im ersten Kraftübertragungsweg als auch im zweiten Kraftübertragungsweg angeordnet sein. Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist die Kraftübertragungseinrichtung mit Steuermitteln beispielsweise in Gestalt eines ersten Anschlags versehen, welche es gestatten, den zweiten Kraftübertragungsweg definiert zu ak-

tivieren. Umfasst die Kraftübertragungseinrichtung beispielsweise einen bezüglich des Kraftwandlers beweglichen Kolben, so kann dieser erste Anschlag zur Aktivierung des zweiten Kraftübertragungswegs von einer Durchmesserweiterung des Kolbens gebildet sein. Eine Aktivierung des zweiten Kraftübertragungswegs kann in diesem Fall dadurch erfolgen, dass die Durchmesserweiterung des Kolbens mit einem in Kraftübertragungsrichtung starr mit einer Komponente der Aktuatoreinrichtung gekoppelten zweiten Anschlag zusammenwirkt. Die Kraftübertragungsrichtung ist diejenige Richtung, in welcher bei einer Betätigung der Bremsbacken die dabei resultierende Reaktionskraft in die Aktuatoreinrichtung einge-  
leitet wird.

Zusätzlich zu dem Kolben oder anstatt des Kolbens kann die Kraftübertragungseinrichtung ein bezüglich des Kraftwandlers bewegliches und elastisches Reaktionselement umfassen. Dieses elastische Reaktionselement ist vorzugsweise im ersten Kraftübertragungsweg zwischen dem Kolben und dem Kraftwandler angeordnet. Das Reaktionselement ermöglicht aufgrund seiner elastischen Eigenschaften ein unmittelbares, beschädigungsloses Zusammenwirken mit dem Kraftwandler, vorzugsweise mit einer elastischen Membran des Kraftwandlers.

Die Aktuatoreinrichtung kann mit einer Aufnahme für den Kraftwandler versehen sein. Diese Aufnahme ist vorzugsweise in einem zentralen Bereich der Aktuatoreinrichtung angeordnet, um eine gleichmäßige Krafteinleitung in den Kraftwandler zu ermöglichen. Die Aufnahme kann einstückig mit einer weiteren Komponente der Aktuatoreinrichtung ausgebildet sein oder eine separate Komponente der Aktuatoreinrichtung bilden.

Die Aktuatoreinrichtung kann eine Führung für die Kraftübertragungseinrichtung besitzen. Es ist möglich, die Aufnahme für den Kraftwandler, welche Teil der Aktuatoreinrichtung ist, mit einer solchen Führung zu versehen. Zweckmäßigerweise besitzt die Aufnahme in diesem Fall eine im wesentlichen hohlzylindrische Gestalt, wobei ein den Bremsbacken zugewandter Teil der hohlzylindrischen Aufnahme als Führung für die Kraftübertragungseinrich-

tung fungiert und der Kraftwandler in einem den Bremsbacken abgewandten Grund der hohlzylindrischen Aufnahme angeordnet ist.

5      Sofern die Kraftübertragungseinrichtung das oben erläuterte elastische Reaktionselement umfasst, kann die Führung mit wenigstens einer Aussparung versehen sein, in welche das Reaktionselement im Falle seiner elastischen Deformation ausweichen kann. Durch das Vorsehen einer oder mehrerer derartiger Aussparungen wird eine Beschädigung des Kraftwandlers in Folge übermäßig hoher, in das Reaktionselement eingeleiteter Kräfte vermieden.

10

15      Was die Ausgestaltung der Aktuatoreinrichtung anbelangt, stehen unterschiedliche Konzepte zur Verfügung. Die Aktuatoreinrichtung kann motorisch oder hydraulisch betätigbar sein. Außerdem ist es möglich, ein und dieselbe Aktuatoreinrichtung sowohl hydraulisch als auch motorisch betätigbar auszugestalten. Bei einer derartigen Ausgestaltung der Aktuatoreinrichtung kann mittels der motorischen Betätigung eine Parkbremsfunktion realisiert werden. Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist die Scheibenbremse Teil einer elektromechanischen Bremsanlage.

20

25      Zweckmäßigerweise besitzt die Aktuatoreinrichtung der Scheibenbremse ein zumindest translatorisch bewegliches Aktuatorelement, welches je nach Ausgestaltung der Aktuatoreinrichtung zusätzlich noch in eine Rotationsbewegung versetzbar sein kann. Ein derartiges Aktuatorelement kann in einer Kraftübertragungsrichtung starr mit der Aufnahme für den Kraftsensor gekoppelt sein. So ist es denkbar, die Aufnahme einstückig mit dem translatorisch beweglichen Aktuatorelement auszubilden oder mittels einer Halterung für die Aufnahme an dem translatorisch beweglichen Aktuatorelement zu befestigen.

30

35      Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung besitzt das translatorisch bewegliche Aktuatorelement einen Hohlraum, in welchen sich die Aufnahme zumindest bereichsweise erstreckt. Ist das translatorische bewegliche Aktuatorelement beispielsweise als hohlzylindrischer Kolben ausgebildet, so kann sich die Aufnahme in den hohlzylindrischen Bereich des Kolbens erstrecken

und beispielsweise mittels einer Halterung am Kolben befestigt sein.

5        Sofern die Aktuatoreinrichtung eine Mutter-Spindel-Anordnung um-  
      fasst, kann das translatorisch bewegliche Aktuatorelement entwe-  
      der von der Mutter oder von der Spindel der Mutter-Spindel-  
      Anordnung gebildet sein. Das translatorisch bewegliche Aktuator-  
      element kann jedoch auch eine separate Komponente sein, welche  
10       mit der Mutter oder der Spindel der Mutter-Spindel-Anordnung  
      vorzugsweise starr gekoppelt ist.

15       Die Erfindung besitzt eine Vielzahl möglicher Anwendungsgebiete.  
      Die erfindungsgemäßen Vorteile kommen bei einer mit der erfin-  
      dungsgemäßen Scheibenbremse ausgestatteten, elektromotorischen  
      Fahrzeugbremsanlage besonders ausgeprägt zur Geltung. Ein Aus-  
      führungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Scheibenbremse wird  
      nachfolgend unter Bezugnahme auf die beigefügten, schematischen  
      Zeichnungen näher erläutert. Es zeigt:

20       Figur 1       eine Schnittansicht eines Teils eines ersten Ausführ-  
      ungsbeispiels einer erfindungsgemäßen Scheibenbremse;

      Figur 2       einen Teil eines Kraftwandlers der Scheibenbremse ge-  
      mäß Fig. 1;

25

      Figur 3       eine Darstellung der Abhängigkeit eines Ausgangssig-  
      nals des Kraftwandlers in Abhängigkeit von der auf ei-  
      ne Aktuatoreinrichtung der Scheibenbremse gemäß Fig. 1  
      wirkenden Reaktionskraft; und

30

      Figur 4       eine Schnittansicht gemäß Fig. 1 eines Teils eines  
      zweiten Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemäßen  
      Scheibenbremse.

35       In Fig. 1 sind einige Komponenten einer erfindungsgemäßen  
      Schwimmsattel-Scheibenbremse 10 gemäß einem ersten Ausführungs-  
      beispiel der Erfindung dargestellt. Die Scheibenbremse 10 um-  
      fasst zwei Bremsbacken 12, 14, welche beidseits an eine Brems-  
      scheibe 16 anpressbar sind. Jede der beiden Bremsbacken 12, 14

besitzt eine Trägerplatte 18, 20 und einen auf der Trägerplatte 18, 20 angeordneten Reibbelag 22, 24. Mittels des jeweiligen Reibbelags 22, 24 wirken die beiden Bremsbacken 12, 14 mit der Bremsscheibe 16 zusammen. Während des Zusammenwirkens der Bremsbacken 12, 14 mit der Bremsscheibe 16 wird eine entlang der Pfeile A, A' wirkende Klemmkraft erzeugt.

Zur Erzeugung der Klemmkraft ist ein in Fig. 1 nicht dargestellter Elektromotor vorgesehen, welcher in bekannter Weise mit einem in Fig. 1 ebenfalls nicht dargestellten Untersetzungsgetriebe zusammenwirkt. Eine Ausgangsseite des Untersetzungsgetriebes ist mit einer Aktuatoreinrichtung 26 verbunden. Die Aktuatoreinrichtung 26 setzt eine Rotationsbewegung des Elektromotors in eine Translationsbewegung zur translatorischen Betätigung der Bremsbacken 12, 14 um.

Im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 ist die Aktuatoreinrichtung 26 eine Mutter-Spindel-Anordnung, welche eine rotatorisch bewegliche, becherförmige Spindel 28 sowie eine coaxial zu Spindel 28 und radial außen bezüglich der Spindel 28 angeordnete, hohlzylindrische Mutter 30 umfasst. Die Bremsbacke 12 ist mittels einer dem Fachmann geläufigen Koppereinrichtung 32 solchermaßen mit der Aktuatoreinrichtung 26 gekoppelt, dass die Bremsbacke 12 entlang des Pfeils A relativ zur Aktuatoreinrichtung 26 geführt verschieblich ist.

Die Aktuatoreinrichtung 26 ist derart ausgebildet, dass eine Rotationsbewegung der Spindel 28 um eine Längsachse B der Aktuatoreinrichtung 26 in einer Translationsbewegung der Mutter 30 entlang dieser Längsachse B umgesetzt wird. Zu diesem Zweck ist die becherförmige Spindel 28 mit einem Außengewinde 34 versehen, welches mit einem komplementären Innengewinde 36 der Mutter 30 zusammenwirkt. Die Mutter 30 ist innerhalb eines in Fig. 1 nicht dargestellten Gehäuses der Scheibenbremse 10 ebenfalls drehfest gelagert.

Die Spindel 28 kann auf unterschiedliche Art und Weise, beispielsweise mittels einer Bodenverzahnung, mit dem in Fig. 1 nicht dargestellten Untersetzungsgetriebe gekoppelt sein. Im

Falle einer Bogenverzahnung besteht nicht nur eine drehfeste Verbindung zwischen Spindel 28 und Untersetzungsgetriebe, sondern die Spindel 28 ist um die Längsachse B in einem bestimmten Winkelbereich bewegbar. Während der Rotationsbewegung der Spindel 28 auftretende Querkräfte lassen sich auf diese Weise zuverlässig kompensieren.

Koaxial zu Spindel 28 und Mutter 30 und radial innen bezüglich Spindel 28 und Mutter 30 ist eine Aufnahme 40 für einen Kraftwandler 42 angeordnet. Die Aufnahme 40 ist mittels einer kreisringförmigen Halterung 44 an der Mutter 30 befestigt. Ein radial äußeres Ende 45 der Halterung 44 umgreift eine den Bremsbacken 12, 14 zugewandte Stirnseite der Mutter 30. Ein radial innen gelegener, flanschartig ausgestalteter Bereich 46 der Halterung 44 ist an der Aufnahme 40 befestigt.

Die Aufnahme 40 besitzt eine im Wesentlichen hohlzylindrische Gestalt, wobei ein den Bremsbacken 12, 14 zugewandter, hohlzylindrischer Abschnitt der Aufnahme 40 als Führung 48 für eine Kraftübertragungseinrichtung 50 fungiert. Die Kraftübertragungseinrichtung 50 setzt sich aus einem Kolben 52 und einem elastischen, zylindrischen Reaktionselement 54 aus Gummi zusammen. Der Kolben 52 besitzt in einem den Bremsbacken 12, 14 zugewandten Bereich eine Außendurchmesserweiterung 56, für welche in der Aufnahme 40 ein Anschlag in Gestalt einer Innendurchmesserverringerng 57 vorgesehen ist. Außerdem besitzt die hohlzylindrische Aufnahme 40 radial innen im Bereich des Reaktionselements 54 eine in umfangsrichtung verlaufende Nut 58, welche zur Aufnahme des Reaktionselements 54 im Falle seiner elastischen Deformation fungiert.

Der Kraftwandler 42 ist in der hohlzylindrischen Aufnahme 40 in einem hinteren, den Bremsbacken 12, 14 abgewandten Bereich gehalten. Der Kraftwandler 42 umfasst ein topfförmiges Element 60, welches auf seiner den Bremsbacken 12, 14 zugewandten Seiten von einer elastischen Membran 62 verschlossen ist. Das topfförmige Element 60 und die Membran 62 definieren zusammen eine mit Öl oder einem anderen fluiden Medium gefüllte Kammer 64. Innerhalb der Kammer 64 ist ein Druck-Widerstands-Wandler 66 angeordnet,

net, welcher von einer Mehrzahl elektrischer Zuleitungen 68 elektrisch kontaktiert wird. Die elektrischen Zuleitungen 68 verlaufen sowohl durch den Boden des topfförmigen Elements 60 als auch durch den Boden der becherförmigen Spindel 28 und führen zu einem in Fig. 1 nicht dargestellten Regelschaltkreis.

Der Druck-Widerstands-Wandler 66 gemäß Fig. 1 ist in Fig. 2 vergrößert dargestellt. Der in Single-Chip-Technologie gefertigte Druck-Widerstands-Wandler 66 umfasst ein Keramikgehäuse 69, welches eine Vakuumkammer 70 umgibt, sowie eine Mehrzahl von Widerstandselementen 72, 74, 76. Der Druck-Widerstands-Wandler 66 ist Teil einer Wheatstoneschen Brücke, so dass die Ermittlung des Drucks auf dem Weg einer Widerstandsmessung erfolgen kann. Der Druck-Widerstands-Wandler 66 ist gemäß dem Single-Chip-Aspekt auf einem in Fig. 2 nicht dargestellten Substrat angeordnet, auf welchem sich außerdem Komponenten eines Schaltkreises zur Auswertung von Widerstandsänderungen der Widerstandselemente 72, 74, 76 befinden. Dieser Schaltkreis erzeugt eine druckabhängige Ausgangsspannung  $U_{out}$ .

Nachfolgend werden die Funktionsweise der in Fig. 1 dargestellten Scheibenbremse 10 sowie die Ermittlung der bei einer Betätigung der Bremsbacken 12, 14 auftretenden Reaktionskraft mittels des Kraftwandlers 42 näher erläutert.

Wird ausgehend von der in Fig. 1 dargestellten Ruhestellung der Scheibenbremse 10 zur Erzeugung einer Klemmkraft der in Fig. 1 nicht dargestellte Elektromotor in Betrieb genommen, überträgt das in Fig. 1 ebenfalls nicht dargestellte Untersetzungsgewinde eine Rotationsbewegung des Elektromotors auf die Spindel 28 der Aktuatoreinrichtung 26. Die Rotationsrichtung der Spindel 28 ist zur Erzeugung einer Klemmkraft derart gewählt, dass die mit der Spindel 28 zusammenwirkende Mutter 30 in Fig. 1 nach rechts bewegt wird.

Von dieser translatorischen Bewegung der Mutter 30 werden auch die mittels der Halterung 44 starr mit der Mutter 30 gekoppelte hohlzylindrische Aufnahme 40, der im Grund der hohlzylindrischen Aufnahme 40 befestigte Kraftwandler 42 sowie die die Membran 62

des Kraftwandlers 42 kontaktierende Kraftübertragungseinrichtung 50 erfasst. Das Reaktionselement 54 der Kraftübertragungseinrichtung 50 befindet sich in Anlage sowohl an die Membran 62 als auch an den Kolben 52. Der Kolben 52 wiederum steht mit seiner bauchig geformten, dem Kraftwandler 42 abgewandten Stirnfläche 78 über die Aktuatoreinrichtung 26 hervor und befindet sich in Kontakt mit einer entsprechend geformten Vertiefung auf der dem Reibbelag 22 abgewandten Rückseite der Trägerplatte 18.

Die Bremsbacke 12 wird somit von der Translationsbewegung des Kolbens 52 erfasst und in Richtung des Pfeils A an die Brems-scheibe 16 angepresst. Aufgrund der konstruktiven Ausgestaltung der Scheibenbremse 10 als Schwimmsattel-Scheibenbremse wird als Reaktion auf das Anpressen der Bremsbacke 12 an die Bremsscheibe 16 auch die gegenüberliegende Bremsbacke 14 in Richtung des Pfeils A' an die Bremsscheibe 20 angepresst. Auf diese Weise wird eine in Richtung der Pfeile A, A' wirkende Klemmkraft erzeugt.

Gemäß dem physikalischen Prinzip  $actio = reactio$  wirkt bei der Erzeugung der Klemmkraft eine Reaktionskraft entlang eines ersten Kraftübertragungswegs C von der Bremsbacke 12 zurück auf die Aktuatoreinrichtung 26. Der erste Kraftübertragungsweg C umfasst die Kraftübertragungseinrichtung 50 in Gestalt des Kolbens 52 und des Reaktionselements 54, den Kraftwandler 42, dessen Aufnahme 40, die Halterung für die Aufnahme 40 sowie die Mutter 30. Die vom Kolben 52 auf das Reaktionselement 54 übertragene Reaktionskraft wird von dem flächig mit der Membran 62 des Kraftwandlers 42 zusammenwirkenden Reaktionselement 54 an den Kraftwandler 42 weitergeleitet. Die Membran 62 verschiebt sich daher ebenso wie die Kraftübertragungseinrichtung 52 in Fig. 1 nach links. Da das topfförmige Gehäuse 60 des Kraftwandlers 42 in der Aufnahme 40 fest verankert ist, kann das Gehäuse 60 dieser Verschiebung der Membran 62 nicht folgen. In Folge dessen erhöht sich der Druck innerhalb der Kammer 64 des Kraftwandlers 42. Es findet daher eine Kraft-Druck-Wandlung statt. Die Druck-erhöhung innerhalb der Kammer 64 wird von dem in der Kammer 64 angeordneten Druck-Widerstands-Wandler 66 in eine Widerstandsänderung umgesetzt. Die Widerstandsveränderung wiederum erlaubt

5 einen Rückschluss auf die entlang des ersten Kraftübertragungswegs C übertragene Rückwirkkraft und wird von einem mittels der elektrischen Leitungen 68 an den Druck-Widerstand-Wandler 66 angeschlossen Regelschaltkreis ausgewertet und zu Regelungszwecken verwendet.

10 In der in Fig. 1 dargestellten Ruhestellung der Scheibenbremse 10 besteht ein gewisses axiales Spiel zwischen der Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 und dem für die Durchmesserweiterung 56 vorgesehenen Anschlag in Gestalt der Innendurchmesserverringung 57 der Aufnahme 40 für den Kraftwandler 42. Solange dieses Spiel nicht aufgebraucht ist, bewirkt eine translatorische Bewegung der Mutter 30 in Fig. 1 nach rechts ein von der entlang des ersten Kraftübertragungswegs C übertragenen Rückwirkkraft induziertes Verschieben des Kolbens 52 relativ zur Aufnahme 40 in Fig. 1 nach links.

20 Wie bereits erläutert, werden von dieser Verschiebung des Kolbens 52 nach links auch das Reaktionselement 54 und die Membran 62 erfasst. In Folge der Verschiebung des Kolbens 52 relativ zur Aufnahme 40 nach links wird das zwischen der Durchmesserweiterung 56 und dem an der Aufnahme 40 ausgebildeten Anschlag in Form der Innendurchmesserverringung 57 vorhandene Spiel allmählich aufgebraucht. Gleichzeitig verformt sich das Reaktionselement 54 elastisch in die im Bereich der Führung 48 für die Kraftübertragungseinrichtung 52 ausgebildete Nut 58, da das in der Kammer 64 angeordnete Öl einer Verschiebung der Membran 62 in Fig. 1 nach links einen zunehmenden Widerstand entgegensetzt. Das elastische Verformen des Reaktionselements 54 in die Nut 58 erschwert das weitere Verschieben des Reaktionselements 54 in Fig. 1 nach links. Auf diese Weise wird verhindert, dass eine übermäßig hohe Rückwirkkraft auf die Membran 62 wirkt und diese beschädigt.

35 Wie erwähnt, führt ein Anstieg der Rückwirkkraft zu einer Verschiebung des Kolbens 52 bezüglich der Aufnahme 40 nach links. Ist das Spiel zwischen der Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 und der als Anschlag ausgebildeten Innendurchmesserverringung 57 der Aufnahme 40 aufgebraucht, stützt sich der Kolben 52

über seine Durchmesserweiterung 56 an der Aufnahme 40 ab, so dass ein zweiter Kraftübertragungsweg D aktiviert wird. Der zweite Kraftübertragungsweg D verläuft bereichsweise parallel zum ersten Kraftübertragungsweg C und umgeht den Kraftwandler 42. Der zweite Kraftübertragungsweg D umfasst den Kolben 52, die Aufnahme 40 für den Kraftwandler 42, die Halterung 44 für die Aufnahme 40, sowie die Mutter 30.

Sobald die Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 bei einem bestimmten Schwellenwert der Rückwirkkraft in Anlage an den Anschlag in Form der Innendurchmesserverringung 57 der Aufnahme 40 gelangt, wird die den Schwellenwert übersteigende Rückwirkkraftkomponente entlang des zweiten Kraftübertragungswerts D übertragen. Die auf den Kraftwandler 42 wirkende Komponente der Rückwirkkraft bleibt hingegen konstant. Genauer gesagt entspricht bei einem weiteren Anstieg der Rückwirkkraft die entlang des ersten Kraftübertragungswegs C übertragene Komponente der Rückwirkkraft exakt dem Schwellenwert, welcher erforderlich ist, um die Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 in Anlage an die als Anschlag ausgebildete Innendurchmesserverringung 57 der Aufnahme 40 zu bringen.

Das "Hinzuschalten" des zweiten Kraftübertragungswegs D nach Überschreiten eines Schwellenwerts der Rückwirkkraft macht sich auch in dem Ausgangssignal des Druck-Widerstands-Wandlers 66 bemerkbar. Dieser Sachverhalt ist in Fig. 3 dargestellt. Fig. 3 zeigt die Abhängigkeit einer Ausgangsspannung  $U_{out}$  des Druck-Widerstands-Wandlers 66 in Abhängigkeit von der in die Mutter 30 eingeleiteten Reaktionskraft  $F_R$ .

Wie sich aus Fig. 3 ergibt, steigt die Ausgangsspannung  $U_{out}$  zunächst linear mit zunehmender Rückwirkkraft  $F_R$  an. Dies entspricht dem Fall, dass die Rückwirkkraft  $F_R$  ausschließlich über den ersten Kraftübertragungsweg C übertragen wird. Bei einem Schwellenwert von  $F_R = 5 \text{ kN}$  gelangt die Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 schließlich in Anlage an die Innendurchmesserverringung 57 der Aufnahme 40. Dies entspricht einer Aktivierung des den Kraftwandler 42 umgehenden zweiten Kraftübertragungswegs D. Die den Schwellenwert von 5 kN übersteigende Komponente der

Rückwirkkraft  $F_R$  wird vollständig entlang des zweiten Kraftübertragungswegs D in die Mutter 30 eingeleitet. Obwohl die Rückwirkkraft  $F_R$  also weiterhin ansteigt, bleibt die entlang des ersten Kraftübertragungswegs C übertragene Komponente der Rückwirkkraft konstant. Wie sich aus Fig. 3 ergibt, ist aus diesem Grund auch die Ausgangsspannung des Druck-Widerstands-Wandlers 66 oberhalb des Schwellenwerts von 5 kN konstant. Eine Beschädigung des Kraftwandlers 42 aufgrund einer den Schwellenwert übersteigenden Rückwirkkraft wird daher verhindert.

In der Praxis hat sich gezeigt, dass ein Messbereich in der Größenordnung von 2 - 5 kN für die erforderlichen Regelungszwecke ausreichend ist. Zur Messung von Rückwirkkräften oberhalb von 5 kN können andere Verfahren eingesetzt werden. So kann beispielsweise daran gedacht werden, höhere Rückwirkkräfte aus dem Verdrehwinkel des Ankers eines zur Betätigung der Aktuatoreinheit 26 verwendeten Elektromotors abzuleiten.

Im Rahmen der bisherigen Erörterung wurde das Erzeugen der Klemmkraft und das Ermitteln der erzeugten Klemmkraft aus der auftretenden Reaktionskraft beschrieben. Zum Abschalten oder Reduzieren der Klemmkraft wird der Elektromotor zur Betätigung der Aktuatoreinheit 26 derart angesteuert, dass die Spindel 28 ihre Rotationsrichtung ändert. In Folge der Umkehr der Rotationsrichtung wird die Mutter 30 in Fig. 1 nach links bewegt, wodurch sich die von den Bremsbacken 12, 14 erzeugte Klemmkraft reduziert.

In Fig. 4 sind einige Komponenten einer erfindungsgemäßen Schwimmsattel-Scheibenbremse 10 gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung dargestellt. Die Scheibenbremse 10 gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel stimmt in Aufbau und Funktion im Wesentlichen mit der Schwimmsattel-Scheibenbremse gemäß dem unter Bezugnahme auf Fig. 1 erläuterten ersten Ausführungsbeispiel überein. Aus diesem Grund werden nachfolgend lediglich die konstruktiven und funktionellen Unterschiede zwischen der in Fig. 4 dargestellten Scheibenbremse 10 gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel und der in Fig. 1 gezeigten Scheibenbremse gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel näher erläutert.

Der grundlegende Unterschied zwischen der Scheibenbremse 10 gemäß Fig. 4 und der Scheibenbremse gemäß Fig. 1 besteht darin, dass das axiale Spiel zwischen der Innendurchmesserverringung 57 der Aufnahme 40 und der dieser Innendurchmesserverringung 57 zugewandten Stirnseite der Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 größer ist als der Überstand der Stirnfläche 78 des Kolbens 52 über die Aktuatoreinrichtung 26. Dies bedeutet, dass die Innendurchmesserverringung 57 nicht mehr als Anschlag für die Durchmesserweiterung 56 des Kolbens 52 fungieren kann. Eine Begrenzung der maximal auf den Kraftwandler 42 entlang des ersten Kraftübertragungswegs C wirkenden Kraft findet bei der Scheibenbremse 10 gemäß Fig. 4 dadurch statt, dass die Trägerplatte 18 der Bremsbacke 12 mit ihrem der Aktuatoreinrichtung 26 zugewandten Stirnseite flächig mit den der Trägerplatte 18 zugewandten Stirnseiten der ringförmigen Halterung 44 sowie der Aufnahme 40 zusammenwirken. Ein derartiges, flächiges Zusammenwirken zwischen der Trägerplatte 18 einerseits und der Halterung 44 sowie der Aufnahme 40 andererseits findet statt, sobald der Kolben 52 so weit in Fig. 4 nach links in Richtung auf den Kraftwandler 42 verschoben ist, dass der Überstand der Stirnfläche 78 des Kolbens 52 über die der Trägerplatte 18 zugewandten Stirnseiten der Aufnahme 40 und der Halterung 44 vollständig aufgebraucht ist.

Ein Vorteil des flächigen Zusammenwirkens zwischen der Trägerplatte 18 und der Aktuatoreinrichtung 26, genauer gesagt der Halterung 44 und der Aufnahme 40 der Aktuatoreinrichtung 26, ist die Tatsache, dass ein Verkippen der Bremsbacke 12 relativ zur Aktuatoreinrichtung 26 verhindert und die Krafteinleitung von der Bremsbacke 12 in die Aktuatoreinrichtung 26 verbessert wird. In Fig. 4 deutlich zu erkennen ist der zweite Kraftübertragungsweg D, welcher nach Überschreiten eines vorbestimmten Kraftschwellenwerts aktiviert wird. Im Bereich der Strichelung des Kraftübertragungswegs D erfolgt die vorteilhafte, flächige Kraftübertragung zwischen Trägerplatte 18 und Aktuatoreinrichtung 26 unter Umgehung des Kolbens 52 und damit der Kraftübertragungseinrichtung 50. Wie sich aus Fig. 4 ergibt, ist die Kraftübertragungsanordnung 50 und insbesondere deren Kolben 52 damit nicht länger Bestandteil des zweiten Kraftübertragungswegs

D. Mit dieser Maßnahme wird sichergestellt, dass übermäßig hohe Reaktionskräfte keine Beschädigung der Kraftübertragungsanordnung 50 bewirken.

- 5 Obwohl die Erfindung anhand der beiden Ausführungsbeispiele im Zusammenhang mit einer motorbetätigbaren Scheibenbremse beschrieben wurde, kann die erfindungsgemäße Anordnung des Kraftwandlers 42 bezüglich der Aktuatoreinrichtung 26 und den Bremsbacken 12, 14 auch bei Scheibenbremsen mit hydraulisch betätig-
- 10 barer Aktuatoreinrichtung Verwendung finden. Das bevorzugte Einsatzgebiet der Erfindung sind jedoch elektromechanische Bremsen, welche Kraftwandler für Steuer- oder Regelzwecke umfassen. Die Erfindung kann auch bei Scheibenbremsen zur Realisierung einer steuer- oder regelbaren Parkbremsfunktion zum Einsatz gelangen.
- 15

## Patentansprüche

5

1. Scheibenbremse (10), mit zwei zur Erzeugung einer Klemmkraft (A, A') beidseits an eine Bremsscheibe (16) anpressbaren Bremsbacken (12, 14) und einer Aktuatoreinrichtung (26) zur Betätigung mindestens einer der Bremsbacken (12, 14),

10

dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein Kraftwandler (42) in einem ersten Kraftübertragungsweg (C) zwischen der Aktuatoreinrichtung (26) und mindestens einer der Bremsbacken (12, 14) angeordnet ist.

15

2. Scheibenbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen dem Kraftwandler (42) und der mindestens einen Bremsbacke (12, 14) eine Kraftübertragungseinrichtung (50) angeordnet ist.

20

3. Scheibenbremse nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftübertragungseinrichtung (50) flächig mit dem Kraftwandler (42) zusammenwirkt.

25

4. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Kraftwandler (42) als Kraft-Widerstands-Wandler ausgebildet ist.

30

5. Scheibenbremse nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Kraftwandler (42) einen Kraft-Druck-Wandler (60, 62, 64) und einen dem Kraft-Druck-Wandler (60, 62, 64) funktionell nachfolgenden Druck-Widerstands-Wandler (66) umfasst.

35

6. Scheibenbremse nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Druck-Widerstands-Wandler (66) in Single-Chip-Technologie gefertigt ist.

7. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 2 bis 6,  
dadurch gekennzeichnet, dass der Kraftwandler (42) eine mit  
einem Fluid gefüllte Kammer (64) besitzt, welche von einer  
mit der Kraftübertragungseinrichtung (50) zusammenwirkenden  
Membran (62) verschlossen ist.
8. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 7,  
dadurch gekennzeichnet, dass zwischen der Aktuatoreinrich-  
tung (26) und wenigstens einer der Bremsbacken (12, 14) ein  
den Kraftwandler (42) umgehender zweiter Kraftübertragungs-  
weg (D) vorhanden ist.
9. Scheibenbremse nach Anspruch 8,  
dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Kraftübertragungs-  
weg (D) bei Überschreiten eines Kraftschwellenwertes akti-  
vierbar ist.
10. Scheibenbremse nach Anspruch 9,  
dadurch gekennzeichnet, dass über den zweiten Kraftübertra-  
gungsweg (D) zumindest diejenigen Kräfte übertragbar sind,  
welche den Kraftschwellenwert übersteigen.
11. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 8 bis 10,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftübertragungseinrich-  
tung (50) zumindest bereichsweise sowohl im ersten Kraft-  
übertragungsweg (C) als auch im zweiten Kraftübertragungs-  
weg (D) angeordnet ist.
12. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 8 bis 11,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftübertragungseinrich-  
tung (50) Steuermittel (56) zur Aktivierung des zweiten  
Kraftübertragungswegs (D) besitzt.
13. Scheibenbremse nach Anspruch 12,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermittel zur Aktivie-  
rung des zweiten Kraftübertragungswegs (D) von einem ersten  
Anschlag (56) der Kraftübertragungseinrichtung (50) gebil-  
det sind, welcher mit einem in Kraftübertragungsrichtung

starr mit einer Komponente (40) der Aktuatoreinrichtung (26) gekoppelten zweiten Anschlag (57) zusammenwirkt.

- 5 14. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 2 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftübertragungseinrichtung (50) einen bezüglich des Kraftwandlers (42) beweglichen Kolben (52) umfasst.
- 10 15. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 2 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftübertragungseinrichtung (50) ein bezüglich des Kraftwandlers (42) bewegliches, elastisches Reaktionselement (56) umfasst.
- 15 16. Scheibenbremse nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass das Reaktionselement (56) im ersten Kraftübertragungsweg (C) zwischen dem Kolben (52) und dem Kraftwandler (42) angeordnet ist.
- 20 17. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatoreinrichtung (26) eine Aufnahme (40) für den Kraftwandler (42) besitzt.
- 25 18. Scheibenbremse nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Aufnahme (40) für den Kraftwandler (42) eine Führung für die Kraftübertragungseinrichtung (50) besitzt.
- 30 19. Scheibenbremse nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Führung (48) für die Kraftübertragungseinrichtung (50) mindestens eine Aussparung (58) zur bereichsweisen Aufnahme des Reaktionselements (56) im Falle seiner elastischen Deformation besitzt.
- 35 20. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 17 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatoreinrichtung (26) ein zumindest translatorisch bewegliches Aktuatorelement (30) umfasst, welches in einer Kraftübertragungsrichtung starr mit der Aufnahme (40) gekoppelt ist.

21. Scheibenbremse nach Anspruch 20.  
dadurch gekennzeichnet, dass das translatorisch bewegliche  
Aktuatorelement (30) einen Hohlraum besitzt, in welchen  
sich die Aufnahme (40) zumindest bereichsweise erstreckt.
22. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 21,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatoreinrichtung (26)  
eine Mutter-Spindel-Anordnung (28, 30) umfasst.
23. Scheibenbremse nach Anspruch 22,  
dadurch gekennzeichnet, dass das translatorisch bewegliche  
Aktuatorelement (30) eine Komponente der Mutter-Spindel-  
Anordnung (28, 30) ist oder mit einer Komponente der Mut-  
ter-Spindel-Anordnung (28, 30) starr gekoppelt ist.
24. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 23,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatoreinrichtung (26)  
eine Antriebsbewegung eines Motors in eine Betätigungsbewe-  
gung zur Betätigung mindestens einer der Bremsbacken (12,  
14) umsetzt.
25. Scheibenbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 24,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatoreinrichtung hyd-  
raulisch betätigbar ist.

## ZUSAMMENFASSUNG

5 Es wird eine Scheibenbremse (10) mit zwei zur Erzeugung einer Klemmkraft (A, A') beidseits an eine Bremsscheibe (16) anpressbaren Bremsbacken (12, 14) und einer Aktuatoreinrichtung (26) zur Betätigung mindestens einer der Bremsbacken (12, 14) beschrieben. Die Scheibenbremse umfasst einen beispielsweise als  
10 Kraftsensor ausgestalteten Kraftwandler (42), welcher in einem ersten Kraftübertragungsweg (C) zwischen der Aktuatoreinrichtung (26) und mindestens einer der Bremsbacken (12, 14) angeordnet ist.

15 (Fig. 1)

6098

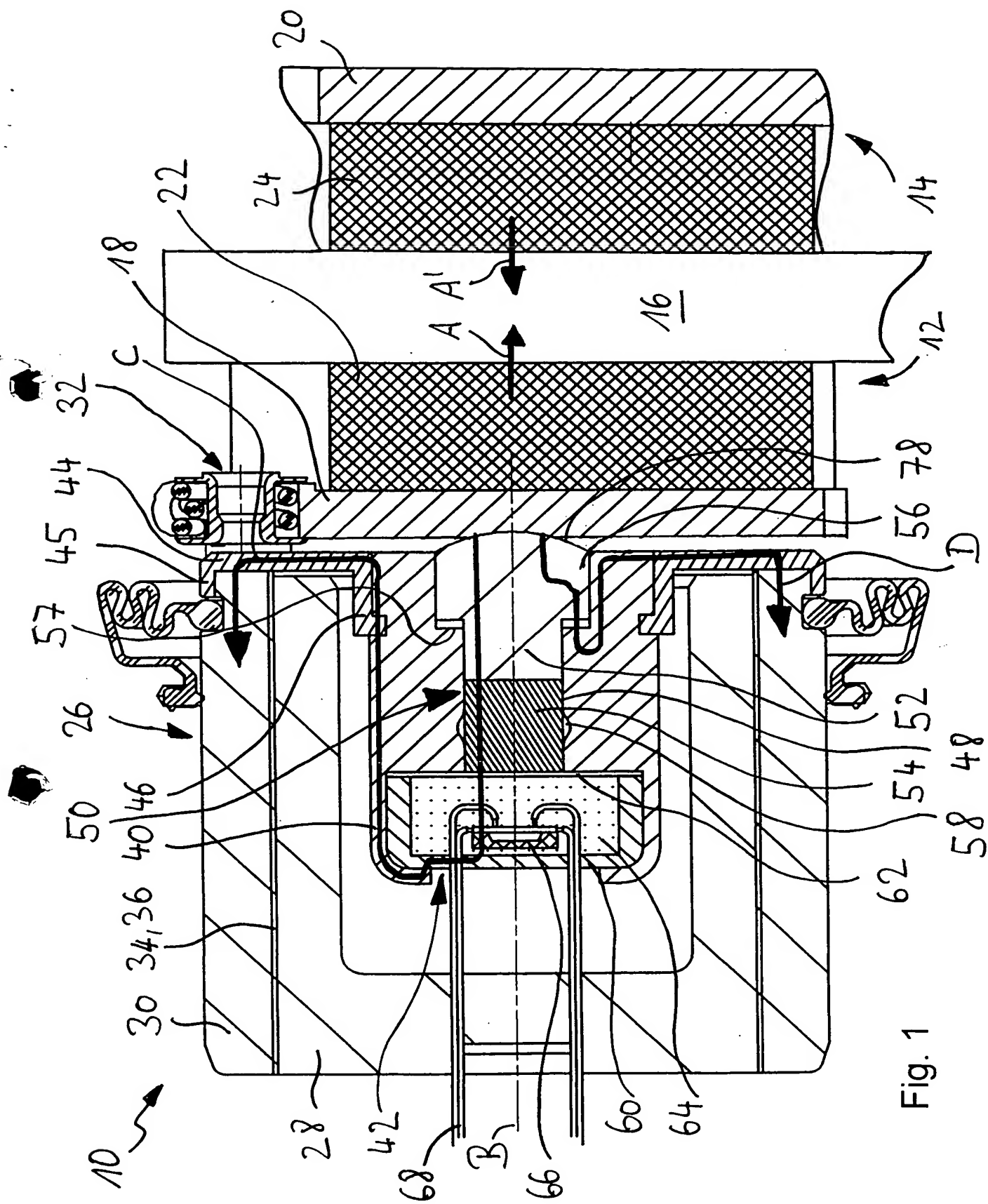
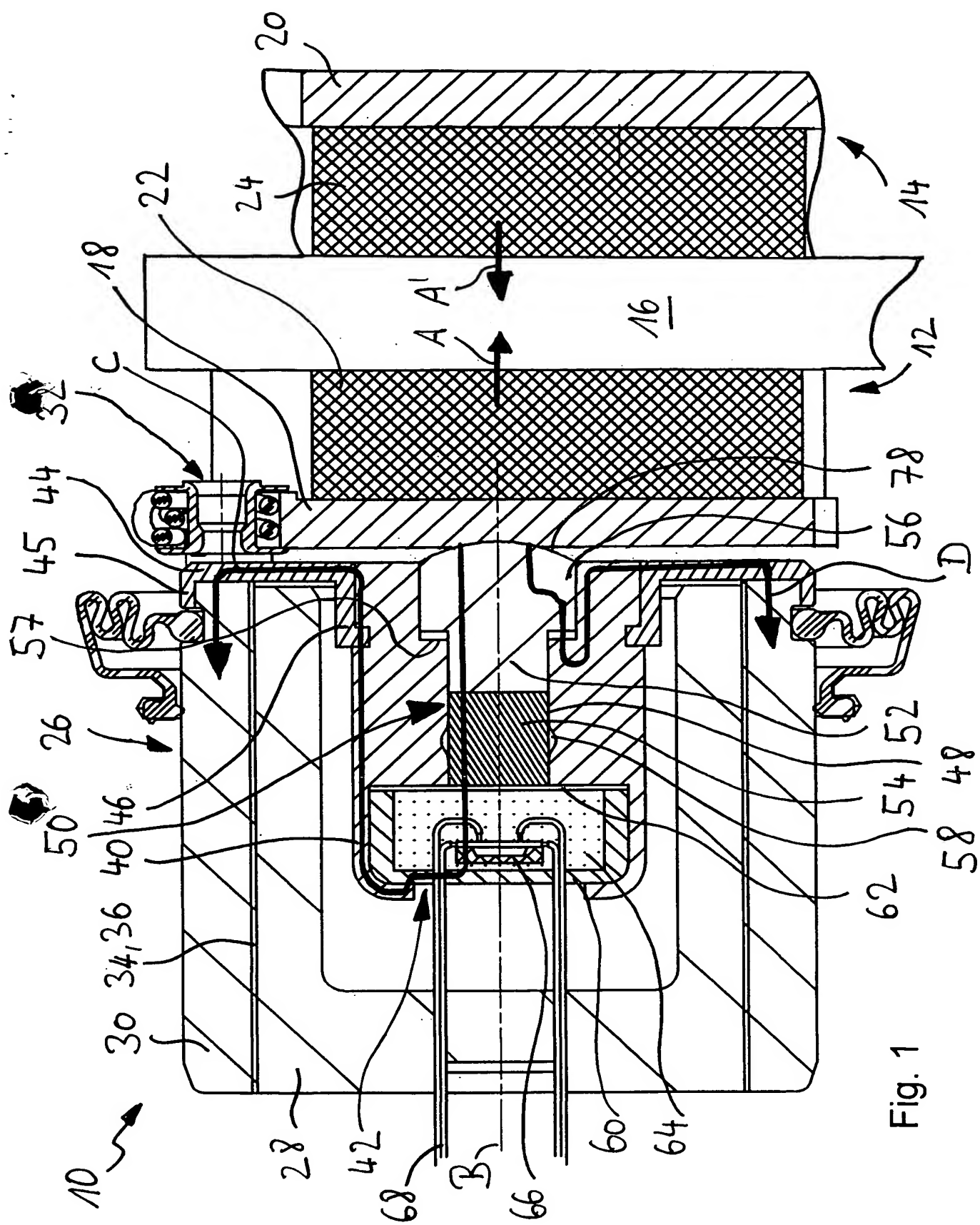


Fig. 1



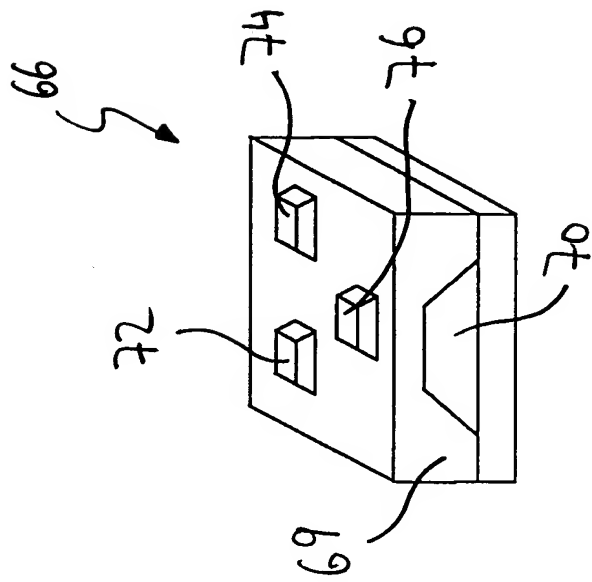


Fig. 2

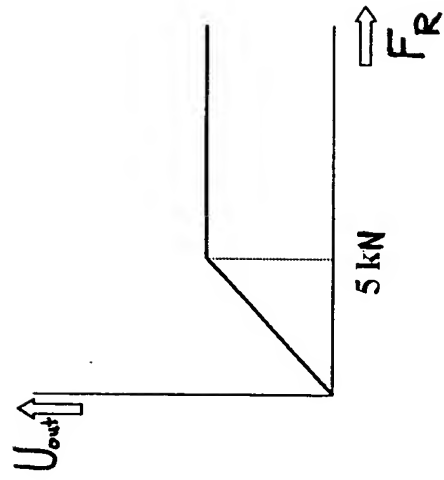
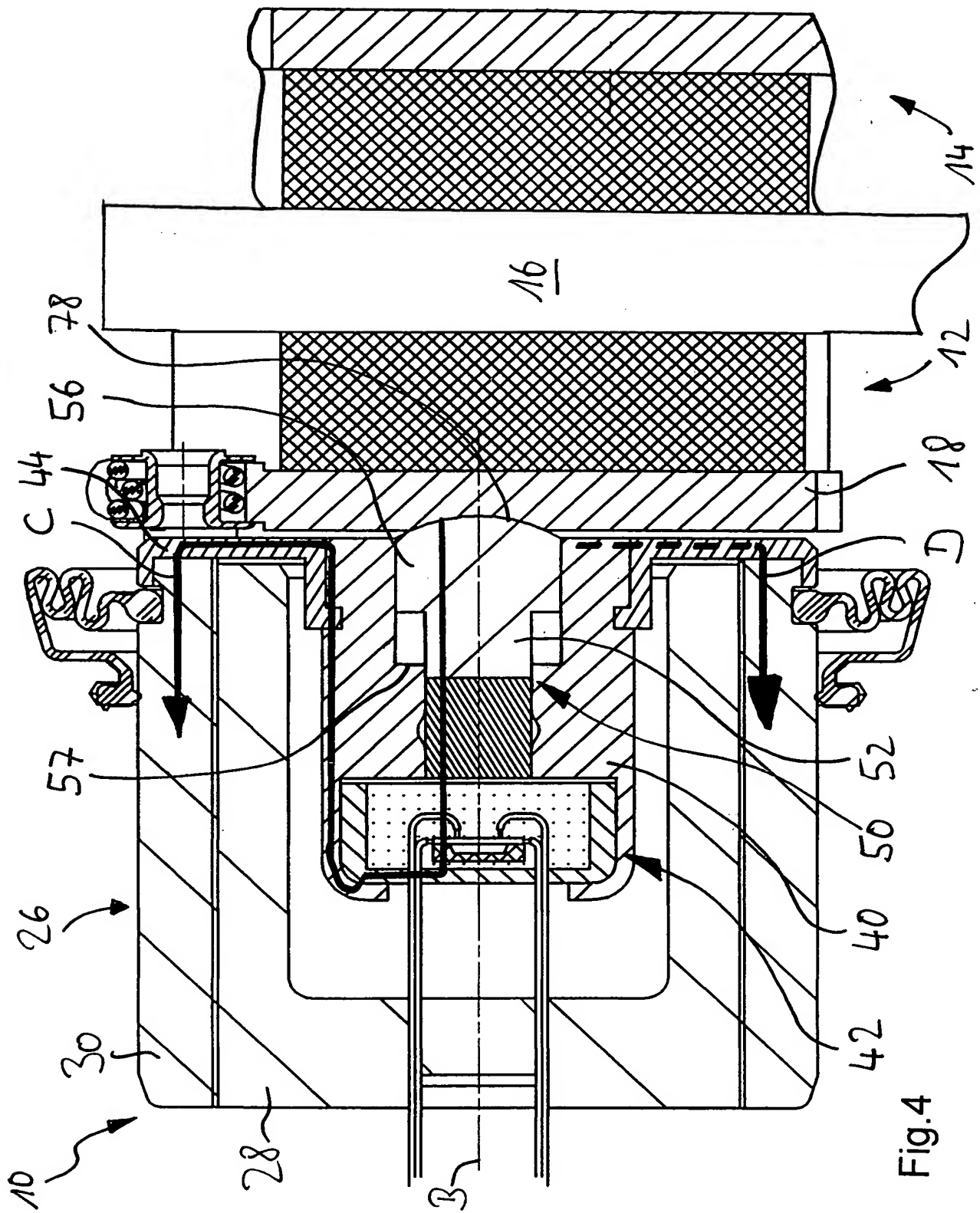


Fig. 3



CERTIFICATE OF MAILING

I hereby certify that this document is being deposited with the United States Postal Service as Express Mail addressed to:  
Mail Stop Patent Application, Commissioner For Patents,  
P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450 on the date set forth below.

Joni Bosch

(signature)

Express Mail No. EL964027990US

Date of signature and deposit - April 22, 2007

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of:	)	
LEO GILLES	)	Group Art Unit
	)	
Serial No.	)	
	)	Examiner
Filed: Herewith	)	
	)	
For: DISC BRAKE	)	Attorney Docket 1-25206

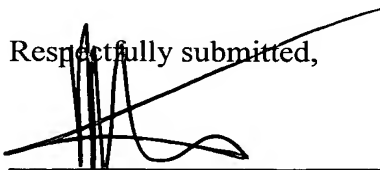
Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

TRANSMITTAL OF VERIFIED ENGLISH TRANSLATION OF  
PRIORITY APPLICATION

Honorable Sir:

Attached please find a verified English translation of priority application  
No. PCT/EP02/11847.

Respectfully submitted,

  
\_\_\_\_\_  
Douglas V. Pavelko  
Reg. No. 36,888

MacMillan, Sobanski & Todd, LLC  
One Maritime Plaza, Fourth Floor  
720 Water Street  
Toledo, Ohio 43604  
(419) 255-5900

## VERIFICATION OF A TRANSLATION


I, the below named translator, hereby declare that:

My name and post office address are as stated below:

Madgie Vintin, BA., MITI.,  
translator to Taylor & Meyer,  
20 Kingsmead Road,  
LONDON SW2 3JD

I am knowledgeable in the English language and in the language in which the below identified international application was filed, and I believe the English translation of the international application No. PCT/EP02/11847 is a true and complete translation of the above identified international application as filed.

I hereby declare that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true; and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the validity of the application of any patent issued thereon.

  
.....  
(translator)

## Disc brake

The invention relates to a disc brake having two brake shoes, which for generating a clamping force are pressable  
5 against both sides of a brake disc, and an actuator device for actuating at least one of the brake shoes.

Such a disc brake is known from WO88/04741. The forces arising in this disc brake during a braking operation may  
10 be subdivided into clamping force (also known as axial force, transverse force or normal force) and peripheral force (also known as frictional force). The component of force introduced by a brake shoe into the brake disc at right angles to the plane of the brake disc is described as  
15 a clamping force. By peripheral force, on the other hand, is meant the component of force, which on account of the brake friction between a friction lining of the brake shoe and the brake disc acts in peripheral direction of the brake disc upon the brake shoe. By multiplying the  
20 peripheral force by the distance of the application point of the peripheral force from the axis of rotation of the wheels, the braking torque may be determined.

In the disc brake known from WO88/04741, the clamping force  
25 is generated either hydraulically or by means of an electric motor. In the case of generation of the clamping force by means of a motor, the rotational motion of a motor shaft is first geared down by means of a planetary gear and then converted into a translational motion by means of an  
30 actuator device comprising a nut/spindle arrangement. A piston of the actuator device transmits the translational motion to one of the two brake shoes and presses it against the brake disc. As the disc brake is designed as a floating-caliper disc brake, in a known manner the brake

shoe not interacting directly with the piston is also pressed against the brake disc.

Future brake systems, for open- and closed-loop control  
5 purposes, require an exact measurement of the forces arising during a braking operation. It is therefore customary to equip disc brakes with one or more force transducers and to couple these force transducers to open- and closed-loop control circuits. Any device, which  
10 converts a force acting upon the force transducer into a physical quantity different from said force, is capable of operating as a force transducer.

DE 196 39 686 A1 describes such a disc brake equipped with  
15 force transducers. The disc brake possesses two force transducers, which are disposed in each case on a fastening screw, by means of which a caliper is connected to a vehicle-fixed holder. The force transducers are used to measure the peripheral force, which is taken into account  
20 by a control device of a not specifically described electromechanical wheel brake actuator when setting the clamping force.

The underlying object of the invention is to indicate a  
25 disc brake, which is of an optimized construction with regard to open- and closed-loop control purposes.

Proceeding from a disc brake of the initially described type, this object is achieved according to the invention in  
30 that at least one force transducer, which may be part of a force measurement device, is disposed in a first force transmission path between the actuator device and at least one of the brake shoes. The force transducer, which may be

disposed completely or at least in the form of one or more force transducer components between the actuator device and at least one of the brake shoes, allows at least some of the retroactive or reactive force, which is introduced into  
5 the actuator device upon generation of the clamping force, to be taken up, converted and/or measured.

Between the force transducer and the at least one brake shoe a force transmission device may be disposed, which  
10 interacts directly or indirectly with the force transducer upon application of the brake shoes against the brake disc. This interaction between force transmission device and force transducer occurs preferably in a two-dimensional manner. The force transducer is therefore advantageously  
15 designed in such a way that it allows the take-up of a force acting in a two-dimensional manner upon it.

Different options are available for realizing the force transducer. A common feature of all of the options is the  
20 functional aspect that a force acting upon the force transducer is converted into a quantity different from this force, e.g. an electrical or mechanical quantity. It is therefore conceivable, for example, to generate the relevant measuring signal in the form of e.g. a voltage  
25 change or resistance change by means of the force transducer directly at its installation location. In said case, the force transducer acts as a conventional force sensor. It is however also conceivable to convert the force acting upon the force transducer at the installation  
30 location of the force transducer initially into another physical measured quantity, e.g. pressure, and evaluate the resulting pressure signal at a location remote from the installation location of the force transducer or at the

installation location of the force transducer. The evaluation of this other physical measured quantity may entail a further conversion.

5 According to a preferred form of construction, the force transducer takes the form of a force-to-resistance transducer, which from a force acting upon the force transducer generates an electrically or electronically evaluable resistance signal. This force-to-resistance  
10 conversion may be effected in one or more stages. In the case of a multistage conversion, the force-to-resistance transducer may in a first step by means of a force-to-pressure transducer convert the force signal into a pressure signal, which is then converted in a second step  
15 by means of a pressure-to-resistance transducer into an electrical resistance change. The pressure-to-resistance transducer is preferably manufactured by single-chip technology. If the force transducer effects a resistance conversion, the evaluation of the force signal is  
20 advantageously according to the principle of a Wheatstone bridge.

The force transducer may have a chamber, which is filled with a fluid medium and sealed by a diaphragm, which  
25 interacts with the force transmission device. Given such a development of the force transducer, the introduction of a preferably two-dimensional force into the diaphragm leads to an increase of the fluid pressure inside the chamber. A force-to-pressure conversion accordingly occurs. In a next  
30 step, the pressure increase may be measured to determine the force acting upon the diaphragm.

As already initially explained, the at least one force transducer is disposed in a first force transmission path between the actuator device and at least one of the brake shoes. Between the actuator device and at least one of the  
5 brake shoes a second force transmission path may be additionally provided, which bypasses the force sensor. The first force transmission path and the second force transmission path extend preferably at least in sections parallel to one another, so that the force transmitted  
10 along the first force transmission path is reduced.

The second force transmission path is advantageously activated only after a force threshold value has been exceeded in order in said manner to limit the maximum force  
15 acting upon the force transducer. Via the second force transmission path, which bypasses the force transducer, it is therefore possible to transmit at least the component of force that exceeds the force threshold value. Preferably, the force threshold value is less than half and ideally  
20 less than a quarter of the maximum force introducible into the actuator device.

The already described force transmission device may be disposed either in the first force transmission path or in  
25 the second force transmission path or, at least in sections, both in the first force transmission path and in the second force transmission path. According to a preferred development of the invention, the force transmission device is provided with control means e.g. in  
30 the form of a first stop, which allow the second force transmission path to be activated in a defined manner. If the force transmission device comprises e.g. a piston movable relative to the force transducer, then this first

stop for activating the second force transmission path may be formed by a diameter enlargement of the piston. An activation of the second force transmission path may in said case be effected in that the diameter enlargement of the piston interacts with a second stop, which is coupled in force transmission direction rigidly to a component of the actuator device. The force transmission direction is the direction, in which upon actuation of the brake shoes the resultant reactive force is introduced into the actuator device.

In addition to the piston or instead of the piston, the force transmission device may comprise an elastic reaction element, which is movable relative to the force transducer. This elastic reaction element is preferably disposed in the first force transmission path between the piston and the force transducer. The reaction element on account of its elastic properties enables direct, damage-free interaction with the force transducer, preferably with an elastic diaphragm of the force transducer.

The actuator device may be provided with a receiver for the force transducer. This receiver is preferably disposed in a central region of the actuator device in order to enable a uniform introduction of force into the force transducer. The receiver may be formed integrally with a further component of the actuator device or form a separate component of the actuator device.

The actuator device may possess a guide for the force transmission device. It is possible for the receiver for the force transducer, which receiver is part of the actuator device, to be provided with such a guide.

Advantageously, the receiver in said case has a substantially hollow-cylindrical shape, wherein a part of the hollow-cylindrical receiver facing the brake shoes acts as a guide for the force transmission device and the force transducer is disposed in a base of the hollow-cylindrical receiver remote from the brake shoes.

If the force transmission device comprises the elastic reaction element described above, the guide may be provided with at least one recess, into which the reaction element may yield in the event of its elastic deformation. By virtue of providing one or more of such recesses, damage to the force transducer as a result of the introduction of excessively high forces into the reaction element is avoided.

As far as the development of the actuator device is concerned, different concepts are available. The actuator device may be motor-actuable or hydraulically actuable. It is moreover possible for one and the same actuator device to be developed so as to be both hydraulically actuable and motor-actuable. Given such a development of the actuator device, a parking brake function may be realized by means of the motor actuation. According to a preferred development of the invention, the disc brake is part of an electromechanical brake system.

Advantageously, the actuator device of the disc brake has an at least translationally movable actuator element, which depending on the development of the actuator device may additionally be settable in rotation. Such an actuator element may be coupled in a force transmission direction rigidly to the receiver for the force sensor. It is

therefore conceivable for the receiver to be formed integrally with the translationally movable actuator element or to be fastened by means of a mounting for the receiver to the translationally movable actuator element.

5

According to a preferred development of the invention, the translationally movable actuator element has a hollow space, into which the receiver extends at least in sections. If the translationally movable actuator element is designed e.g. as a hollow-cylindrical piston, then the receiver may extend into the hollow-cylindrical region of the piston and be fastened e.g. by means of a mounting to the piston.

10

15 If the actuator device comprises a nut/spindle arrangement, the translationally movable actuator element may be formed either by the nut or by the spindle of the nut/spindle arrangement. The translationally movable actuator element may however alternatively be a separate component, which is coupled preferably rigidly to the nut or the spindle of the nut/spindle arrangement.

20

The invention has a great many possible areas of application. The advantages according to the invention are particularly pronounced in an electromotive vehicle brake system equipped with the disc brake according to the invention. An embodiment of a disc brake according to the invention is described in detail below with reference to the accompanying diagrammatic drawings. The drawings show:

25

30

Figure 1 a sectional view of part of a first embodiment of a disc brake according to the invention;

Figure 2      part of a force transducer of the disc brake  
                 according to Fig. 1;

Figure 3      a representation of the dependence of an output  
5               signal of the force transducer as a function of  
                 the reactive force acting upon an actuator  
                 device of the disc brake according to Fig. 1;  
                 and

10 Figure 4      a sectional view according to Fig. 1 of part of  
                 a second embodiment of a disc brake according  
                 to the invention.

In Fig. 1 several components of a floating-caliper disc  
15 brake 10 according to the invention in accordance with a  
first embodiment of the invention are illustrated. The  
disc brake 10 comprises two brake shoes 12, 14, which are  
pressable against both sides of a brake disc 16. Each of  
the two brake shoes 12, 14 has a carrier plate 18, 20 and a  
20 friction lining 22, 24 disposed on the carrier plate 18,  
20. By means of the respective friction lining 22, 24 the  
two brake shoes 12, 14 interact with the brake disc 16.  
During the interaction of the brake shoes 12, 14 with the  
brake disc 16 a clamping force is generated, which acts in  
25 the direction of the arrows A, A'.

For generating the clamping force an electric motor is  
provided, which is not shown in Fig. 1 and in a known  
manner interacts with a step-down gear, which is likewise  
30 not shown in Fig. 1. An output side of the step-down gear  
is connected to an actuator device 26. The actuator  
device 26 converts a rotational motion of the electric

motor into a translational motion for the translatory actuation of the brake shoes 12, 14.

In the embodiment according to Fig. 1 the actuator  
5 device 26 is a nut/spindle arrangement, which comprises a rotationally movable, cup-shaped spindle 28 as well as a hollow-cylindrical nut 30, which is disposed coaxially with and radially outside of the spindle 28. The brake shoe 12 is coupled by means of a coupling device 32, which is  
10 familiar to the person skilled in the art, in such a way to the actuator device 26 that the brake shoe 12 is displaceable in a guided manner in the direction of the arrow A relative to the actuator device 26.

15 The actuator device 26 is designed in such a way that a rotational motion of the spindle 28 about a longitudinal axis B of the actuator device 26 is converted into a translational motion of the nut 30 along said longitudinal axis B. For this purpose, the cup-shaped spindle 28 is  
20 provided with an external thread 34, which interacts with a complementary internal thread 36 of the nut 30. The nut 30 is mounted likewise in a rotationally fixed manner inside a housing of the disc brake 10 that is not shown in Fig. 1.

25 The spindle 28 may be coupled in various ways, e.g. by means of a bottom tooth system, to the step-down gear, which is not shown in Fig. 1. In the case of a curved-tooth system, there is not just a rotationally fixed connection between spindle 28 and step-down gear but the  
30 spindle 28 is movable within a specific angular range about the longitudinal axis B. Transverse forces arising during the rotational motion of the spindle 28 may be reliably compensated in said manner.

Disposed coaxially with the spindle 28 and nut 40 and radially at the inside of the spindle 28 and nut 40 is a receiver 40 for a force transducer 42. The receiver 40 is  
5 fastened by means of an annular mounting 44 to the nut 30. A radially outer end 45 of the mounting 44 embraces an end of the nut 30 facing the brake shoes 12, 14. A radially inner, flange-like region 46 of the mounting 44 is fastened to the receiver 40.

10

The receiver 40 has a substantially hollow-cylindrical shape, wherein a hollow-cylindrical portion of the receiver 40 facing the brake shoes 12, 14 acts as a guide 48 for a force transmission device 50. The force  
15 transmission device 50 comprises a piston 52 and an elastic, cylindrical reaction element 54 made of rubber. In a region facing the brake shoes 12, 14 the piston 52 has an outside diameter enlargement 56, for which in the receiver 40 a stop in the form of an inside diameter  
20 reduction 57 is provided. The hollow-cylindrical receiver 40 moreover has, radially at the inside in the region of the reaction element 54, a groove 58 extending in peripheral direction and used to receive the reaction element 54 in the event of its elastic deformation.

25

The force transducer 42 is held in the hollow-cylindrical receiver 40 in a rear region remote from the brake shoes 12, 14. The force transducer 42 comprises a pot-shaped element 60, which at its sides facing the brake  
30 shoes 12, 14 is sealed by an elastic diaphragm 62. The pot-shaped element 60 and the diaphragm 62 together define a chamber 64, which is filled with oil or some other fluid medium. Disposed inside the chamber 64 is a pressure-to-

resistance transducer 66, which is electrically contacted by a plurality of electric feeders 68. The electric feeders 68 extend both through the base of the pot-shaped element 60 and through the base of the cup-shaped spindle 28 and lead to a closed-loop control circuit, which is not shown in Fig. 1.

The pressure-to-resistance transducer 66 according to Fig. 1 is shown to an enlarged scale in Fig. 2. The pressure-to-resistance transducer 66 manufactured by single-chip technology comprises a ceramic housing 69, which surrounds a vacuum chamber 70, as well as a plurality of resistance elements 72, 74, 76. The pressure-to-resistance transducer 66 is part of a Wheatstone bridge, so that determination of the pressure may be effected by way of a resistance measurement. In accordance with the single-chip aspect, the pressure-to-resistance transducer 66 is disposed on a substrate, which is not shown in Fig. 2 and on which moreover components of a circuit for evaluating resistance changes of the resistance elements 72, 74, 76 are situated. This circuit generates a pressure-dependent output voltage  $U_{out}$ .

There now follows a detailed description of the mode of operation of the disc brake 10 illustrated in Figure 1 as well as of the determination by means of the force transducer 42 of the reactive force arising upon actuation of the brake shoes 12, 14.

If, starting from the inoperative position of the disc brake 10 illustrated in Fig. 1, the electric motor not shown in Fig. 1 is set in operation in order to generate a clamping force, the step-down thread likewise not shown in

Fig. 1 transmits a rotational motion of the electric motor to the spindle 28 of the actuator device 26. For generation of a clamping force, the direction of rotation of the spindle 28 is selected in such a way that the nut 30  
5 interacting with the spindle 28 is moved in Fig. 1 to the right.

The hollow-cylindrical receiver 40 coupled by means of the mounting 44 rigidly to the nut 30, the force transducer 42  
10 fastened in the base of the hollow-cylindrical receiver 40, as well as the force transmission device 50 contacting the diaphragm 62 of the force transducer 42 are also taken up by this translational motion of the nut 30. The reaction  
15 element 54 of the force transmission device 50 is in abutment both against the diaphragm 62 and against the piston 52. The piston 52 in turn projects with its convex end face 78 remote from the force transducer 42 beyond the  
actuator device 26 and is in contact with a correspondingly shaped indentation in the rear side of the carrier plate 18  
20 remote from the friction lining 22.

The brake shoe 12 is therefore taken up by the translational motion of the piston 52 and pressed in the direction of the arrow A against the brake disc 16. Owing  
25 to the disc brake 10 being structurally designed as a floating-caliper disc brake, as a reaction to the pressing of the brake shoe 12 against the brake disc 16 the opposite brake shoe 14 is also pressed in the direction of the  
arrow A' against the brake disc 20. In said manner, a  
30 clamping force acting in the direction of the arrows A, A' is generated.

In accordance with the physical principle  $actio = reactio$ , the generation of the clamping force results in the retroaction of a reactive force along a first force transmission path C from the brake shoe 12 to the actuator device 26. The first force transmission path C comprises the force transmission device 50 in the form of the piston 52 and the reaction element 54, the force transducer 42, its receiver 40, the mounting for the receiver 40, as well as the nut 30. The reactive force transmitted by the piston 52 to the reaction element 54 is transmitted by the reaction element 54, which interacts two-dimensionally with the diaphragm 62 of the force transducer 42, to the force transducer 42. The diaphragm 62 is therefore displaced in Fig. 1 to the left, as is the force transmission device 52. As the pot-shaped housing 60 of the force transducer 42 is firmly anchored in the receiver 40, the housing 60 is unable to follow this displacement of the diaphragm 62. The pressure inside the chamber 64 of the force transducer 42 consequently increases. A force-to-pressure conversion therefore occurs. The pressure increase inside the chamber 64 is converted by the pressure-to-resistance transducer 66 disposed in the chamber 64 into a resistance change. The resistance variation in turn allows a conclusion to be drawn about the reactive force transmitted along the first force transmission path C and is evaluated by a closed-loop control circuit, which is connected by means of the electric feeders 68 to the pressure-to-resistance transducer 66, and used for closed-loop control purposes.

30

In the inoperative position of the disc brake 10 illustrated in Fig. 1 there is a specific axial play between the diameter enlargement 56 of the piston 52 and

the stop, provided for the diameter enlargement 56, in the form of the inside diameter reduction 57 of the receiver 40 for the force transducer 42. So long as this play is not used up, a translatory motion of the nut 30 in Fig. 1 to the right gives rise to a displacement of the piston 52 relative to the receiver 40 in Fig. 1 to the left, which displacement is induced by the retroactive force transmitted along the force transmission path C.

As already explained, the reaction element 54 and the diaphragm 62 are also taken up by this leftward displacement of the piston 52. As a result of the leftward displacement of the piston 52 relative to the receiver 40, the play between the diameter enlargement 56 and the stop in the form of inside diameter reduction 57 formed on the receiver 40 is gradually used up. At the same time, the reaction element 54 elastically deforms into the groove 58 formed in the region of the guide 48 for the force transmission device 52 since the oil disposed in the chamber 64 sets up an increasing resistance to a displacement of the diaphragm 62 in Fig. 1 to the left. The elastic deformation of the reaction element 54 into the groove 58 hampers further displacement of the reaction element 54 in Fig. 1 to the left. This prevents an excessively high retroactive force from acting upon the diaphragm 62 and damaging it.

As mentioned, an increase of the retroactive force leads to a leftward displacement of the piston 52 relative to the receiver 40. Once the play between the diameter enlargement 56 of the piston 52 and the inside diameter reduction 57 of the receiver 40 that is designed as a stop is used up, the piston 52 is supported by its diameter

enlargement 56 against the receiver 40, with the result that a second force transmission path D is activated. The second force transmission path D extends in sections parallel to the first force transmission path C and  
5 bypasses the force transducer 42. The second force transmission path D comprises the piston 52, the receiver 40 for the force transducer 42, the mounting 44 for the receiver 40, as well as the nut 30.

10 As soon as the diameter enlargement 56 of the piston 52 at a specific threshold value of the retroactive force comes into abutment against the stop in the form of the inside diameter reduction 57 of the receiver 40, the component of retroactive force exceeding the threshold value is  
15 transmitted along the second force transmission path D. The component of retroactive force acting upon the force transducer 42, on the other hand, remains constant. More precisely, upon a further increase of the retroactive force the component of retroactive force transmitted along the  
20 first force transmission path C corresponds exactly to the threshold value, which is required in order to bring the diameter enlargement 56 of the piston 52 into abutment against the inside diameter reduction 57 of the receiver 40 that is designed as a stop.

25

The "cutting-in" of the second force transmission path D after a threshold value of the retroactive force has been exceeded manifests itself also in the output signal of the pressure-to-resistance transducer 66. This fact is  
30 illustrated in Fig. 3. Fig. 3 shows the dependence of an output voltage  $U_{out}$  of the pressure-to-resistance transducer 66 as a function of the reactive force  $F_R$  introduced into the nut 30.

As Fig. 3 reveals, the output voltage  $U_{out}$  initially rises linearly with increasing retroactive force  $F_R$ . This corresponds to the situation where the retroactive force  $F_R$  is transmitted exclusively via the first force transmission path C. At a threshold value of  $F_R = 5 \text{ kN}$  the diameter enlargement 56 of the piston 52 finally comes into abutment against the inside diameter reduction 57 of the receiver 40. This corresponds to an activation of the second force transmission path D, which bypasses the force transducer 42. The component of retroactive force  $F_R$  exceeding the threshold value of 5 kN is introduced in full along the second force transmission path D into the nut 30. Although the retroactive force  $F_R$  therefore continues to rise, the component of retroactive force transmitted along the first force transmission path C remains constant. As Fig. 3 reveals, for this reason the output voltage of the pressure-to-resistance transducer 66 above the threshold value of 5 kN is also constant. Damage to the force transducer 42 owing to a retroactive force exceeding the threshold value is therefore avoided.

In practice, it has emerged that a measurement range in the order of magnitude of 2 - 5 kN is adequate for the required control purposes. For measuring retroactive forces above 5 kN, other methods may be used. It is therefore conceivable, for example, to derive higher retroactive forces from the angle of rotation of the armature of an electric motor used to actuate the actuator unit 26.

30

In the course of the discussion thus far, the generation of the clamping force and the determination of the generated clamping force from the ensuing reactive force have been

described. In order to discontinue or reduce the clamping force, the electric motor for actuating the actuator unit 26 is controlled in such a way that the spindle 28 changes its direction of rotation. As a result of the reversal of the direction of rotation, the nut 30 is moved in Fig. 1 to the left, thereby reducing the clamping force generated by the brake shoes 12, 14.

In Fig. 4 several components of a floating-caliper disc brake 10 according to the invention in accordance with a second embodiment of the invention are illustrated. The disc brake 10 according to the second embodiment corresponds in construction and function substantially to the floating-caliper disc brake according to the first embodiment described with reference to Fig. 1. For this reason, the following detailed description pertains only to the constructional and functional differences between the disc brake 10 according to the second embodiment, which is illustrated in Fig. 4, and the disc brake according to the first embodiment, which is illustrated in Fig. 1.

The fundamental difference between the disc brake 10 according to Fig. 4 and the disc brake according to Fig. 1 is that the axial play between the inside diameter reduction 57 of the receiver 40 and the end of the diameter enlargement 56 of the piston 52 facing this inside diameter reduction 57 is greater than the amount, by which the end face 78 of the piston 52 projects beyond the actuator device 26. This means that the inside diameter reduction 57 is no longer able to act as a stop for the diameter enlargement 56 of the piston 52. A limitation of the maximum force acting upon the force transducer 42 along the first force transmission path C is effected in the disc

brake 10 according to Fig. 4 in that the carrier plate 18 of the brake shoe 12 with its end facing the actuator device 26 interacts in a two-dimensional manner with the ends of annular mounting 44 and receiver 40 facing the carrier plate 18. Such a two-dimensional interaction between the carrier plate 18, on the one hand, and the mounting 44 and the receiver 40, on the other hand, occurs as soon as the piston 52 has been displaced far enough in Fig. 4 to the left in the direction of the force transducer 42 for the amount, by which the end face 78 of the piston 52 projects beyond the ends of receiver 40 and mounting 44 facing the carrier plate 18, to be completely used up.

One advantage of the two-dimensional interaction between the carrier plate 18 and the actuator device 26, more precisely the mounting 44 and the receiver 40 of the actuator device 26, is the fact that a tilting of the brake shoe 12 relative to the actuator device 26 is prevented and the introduction of force from the brake shoe 12 into the actuator device 26 is improved. Clearly visible in Fig. 4 is the second force transmission path D, which is activated after a predetermined force threshold value has been exceeded. In the region of the dashes of the force transmission path D, the advantageous, two-dimensional force transmission between carrier plate 18 and actuator device 26 is effected, with simultaneous bypassing of the piston 52 and hence of the force transmission device 50. As Fig. 4 reveals, the force transmission arrangement 50 and, in particular, its piston 52 is therefore no longer a component part of the second force transmission path D. This measure ensures that excessively high reactive forces

do not cause any damage to the force transmission arrangement 50.

Although the invention has been described by way of the two  
5 embodiments in connection with a motor-actuable disc brake,  
the arrangement according to the invention of the force  
transducer 42 relative to the actuator device 26 and the  
brake shoes 12, 14 may be used also in disc brakes having a  
hydraulically actuable actuator device. The preferred area  
10 of application of the invention is however in electro-  
mechanical brakes, which comprise force transducers for  
open- or closed-loop control purposes. The invention may  
also be used in disc brakes to realize a parking brake  
function capable of open- or closed-loop control.

15

## Claims

1. Disc brake (10), having two brake shoes (12, 14),  
which for generating a clamping force (A, A') are  
5 pressable against both sides of a brake disc (16), and  
an actuator device (26) for actuating at least one of  
the brake shoes (12, 14),  
characterized in that at least one force  
transducer (42) is disposed in a first force  
10 transmission path (C) between the actuator device (26)  
and at least one of the brake shoes (12, 14).
2. Disc brake according to claim 1,  
characterized in that a force transmission device (50)  
15 is disposed between the force transducer (42) and the  
at least one brake shoe (12, 14).
3. Disc brake according to claim 2,  
characterized in that the force transmission  
20 device (50) interacts in a two-dimensional manner with  
the force transducer (42).
4. Disc brake according to one of claims 1 to 3,  
characterized in that the force transducer (42) is  
25 designed as a force-to-resistance transducer.
5. Disc brake according to claim 4,  
characterized in that the force transducer (42)  
comprises a force-to-pressure transducer (60, 62, 64)  
30 and a pressure-to-resistance transducer (66) disposed  
functionally downstream of the force-to-pressure  
transducer (60, 62, 64).

6. Disc brake according to claim 5,  
characterized in that the pressure-to-resistance  
transducer (66) is manufactured by single-chip  
technology.

5

7. Disc brake according to one of claims 2 to 6,  
characterized in that the force transducer (42) has a  
chamber (64), which is filled with a fluid and sealed  
by a diaphragm (62), which interacts with the force  
transmission device (50).

10

8. Disc brake according to one of claims 1 to 7,  
characterized in that between the actuator device (26)  
and at least one of the brake shoes (12, 14) a second  
force transmission path (D) is provided, which  
bypasses the force transducer (42).

15

9. Disc brake according to claim 8,  
characterized in that the second force transmission  
path (D) may be activated when a force threshold value  
is exceeded.

20

10. Disc brake according to claim 9,  
characterized in that at least the forces exceeding  
the force threshold value are transmissible via the  
second force transmission path (D).

25

11. Disc brake according to one of claims 8 to 10,  
characterized in that the force transmission  
device (50) is disposed at least in sections both in  
the first force transmission path (C) and in the  
second force transmission path (D).

30

12. Disc brake according to one of claims 8 to 11,  
characterized in that the force transmission  
device (50) has control means (56) for activating the  
second force transmission path (D).

5

13. Disc brake according to claim 12,  
characterized in that the control means for activating  
the second force transmission path (D) are formed by a  
first stop (56) of the force transmission device (50),  
which stop interacts with a second stop (57), which is  
coupled in force transmission direction rigidly to a  
component (40) of the actuator device (26).

10

14. Disc brake according to one of claims 2 to 13,  
characterized in that the force transmission  
device (50) comprises a piston (52) movable relative  
to the force transducer (42).

15

15. Disc brake according to one of claims 2 to 14,  
characterized in that the force transmission  
device (50) comprises an elastic reaction element (56)  
movable relative to the force transducer (42).

20

16. Disc brake according to claim 15,  
characterized in that the reaction element (56) is  
disposed in the first force transmission path (C)  
between the piston (52) and the force transducer (42).

25

17. Disc brake according to one of claims 1 to 16,  
characterized in that the actuator device (26) has a  
receiver (40) for the force transducer (42).

30

18. Disc brake according to claim 17,  
characterized in that the receiver (40) for the force  
transducer (42) has a guide (48) for the force  
transmission device (50).
- 5
19. Disc brake according to claim 18,  
characterized in that the guide (48) for the force  
transmission device (50) has at least one recess (58)  
for receiving in sections the reaction element (56) in  
10 the event of its elastic deformation.
20. Disc brake according to one of claims 17 to 19,  
characterized in that the actuator device (26)  
comprises an at least translationally movable actuator  
15 element (30), which is coupled in a force transmission  
direction rigidly to the receiver (40).
21. Disc brake according to claim 20,  
characterized in that the translationally movable  
20 actuator element (30) has a hollow space, into which  
the receiver (40) extends at least in sections.
22. Disc brake according to one of claims 1 to 21,  
characterized in that the actuator device (26)  
25 comprises a nut/spindle arrangement (28, 30).
23. Disc brake according to claim 22,  
characterized in that the translationally movable  
actuator element (30) is a component of the  
30 nut/spindle arrangement (28, 30) or is coupled rigidly  
to a component of the nut/spindle  
arrangement (28, 30).

24. Disc brake according to one of claims 1 to 23,  
characterized in that the actuator device (26)  
converts a driving motion of a motor into an actuating  
motion for actuating at least one of the brake  
5 shoes (12, 14).

25. Disc brake according to one of claims 1 to 24,  
characterized in that the actuator device is  
hydraulically actuatable.

## ABSTRACT

A disc brake (10) is described, having two brake shoes (12, 14), which for generating a clamping force (A, A') are  
5 pressable against both sides of a brake disc (16), and an  
actuator device (26) for actuating at least one of the  
brake shoes (12, 14). The disc brake comprises a force  
transducer (42) e.g. in the form of a force sensor, which  
is disposed in a first force transmission path (C) between  
10 the actuator device (26) and at least one of the brake  
shoes (12, 14).

(Fig. 1)

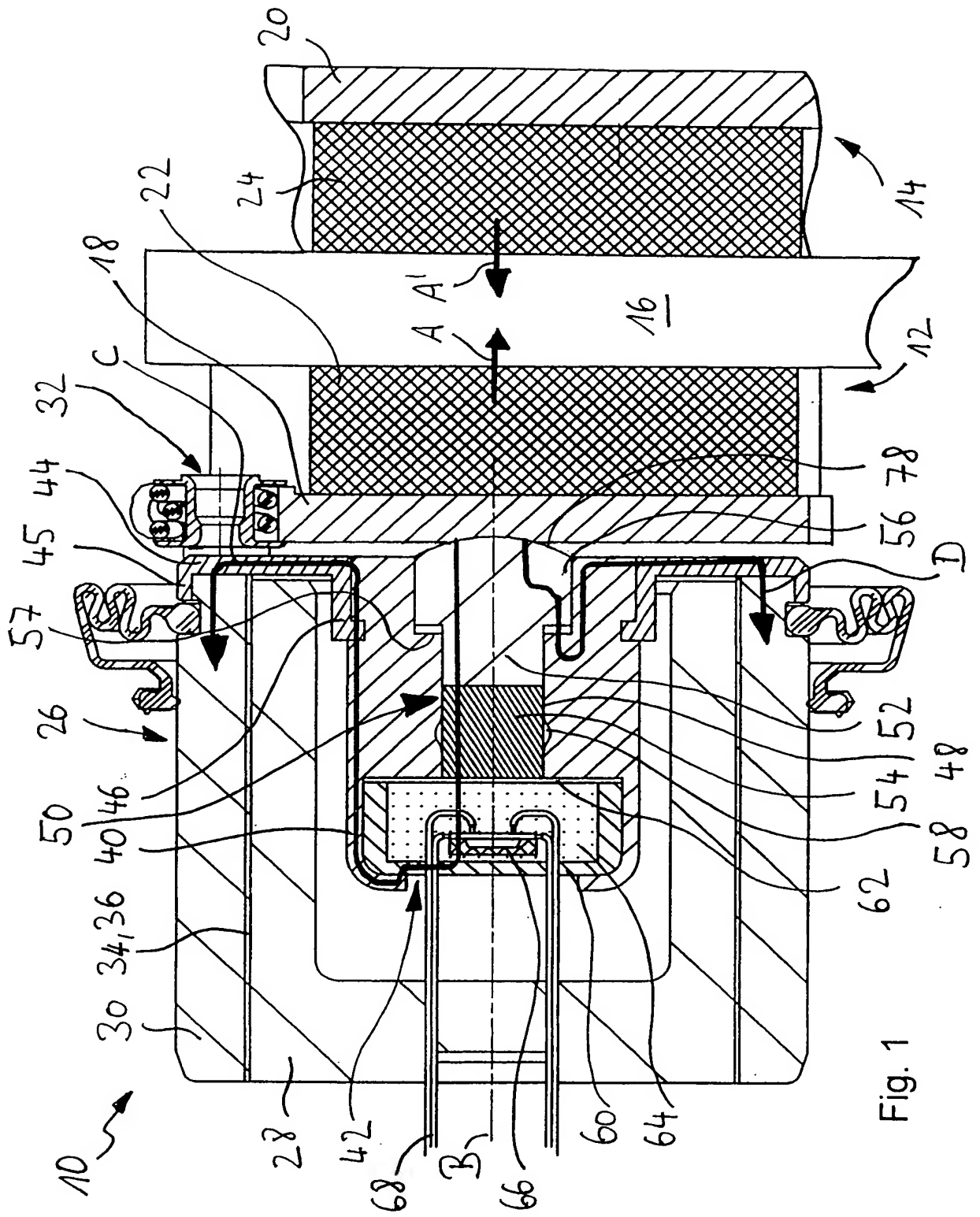


Fig. 1

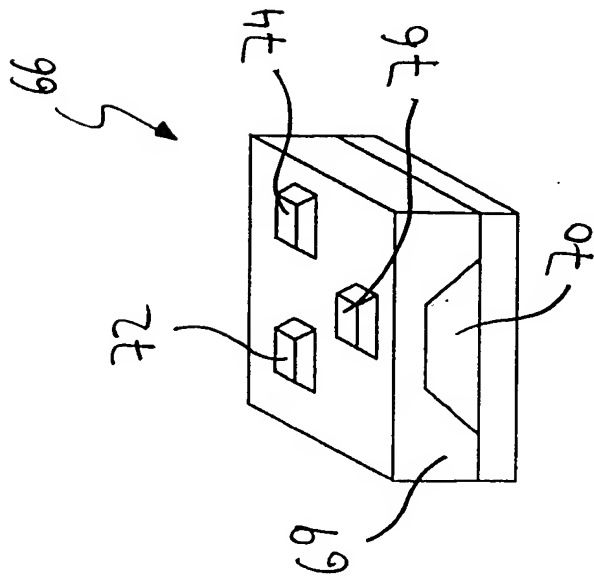


Fig. 2

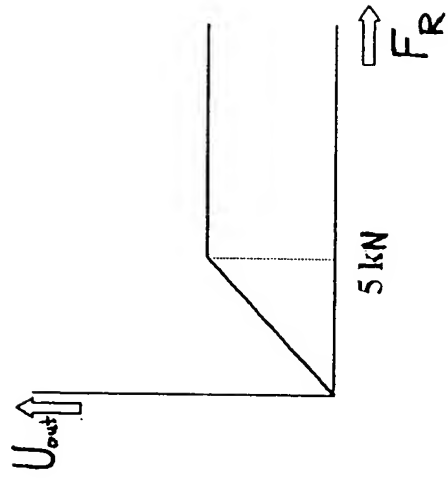


Fig. 3

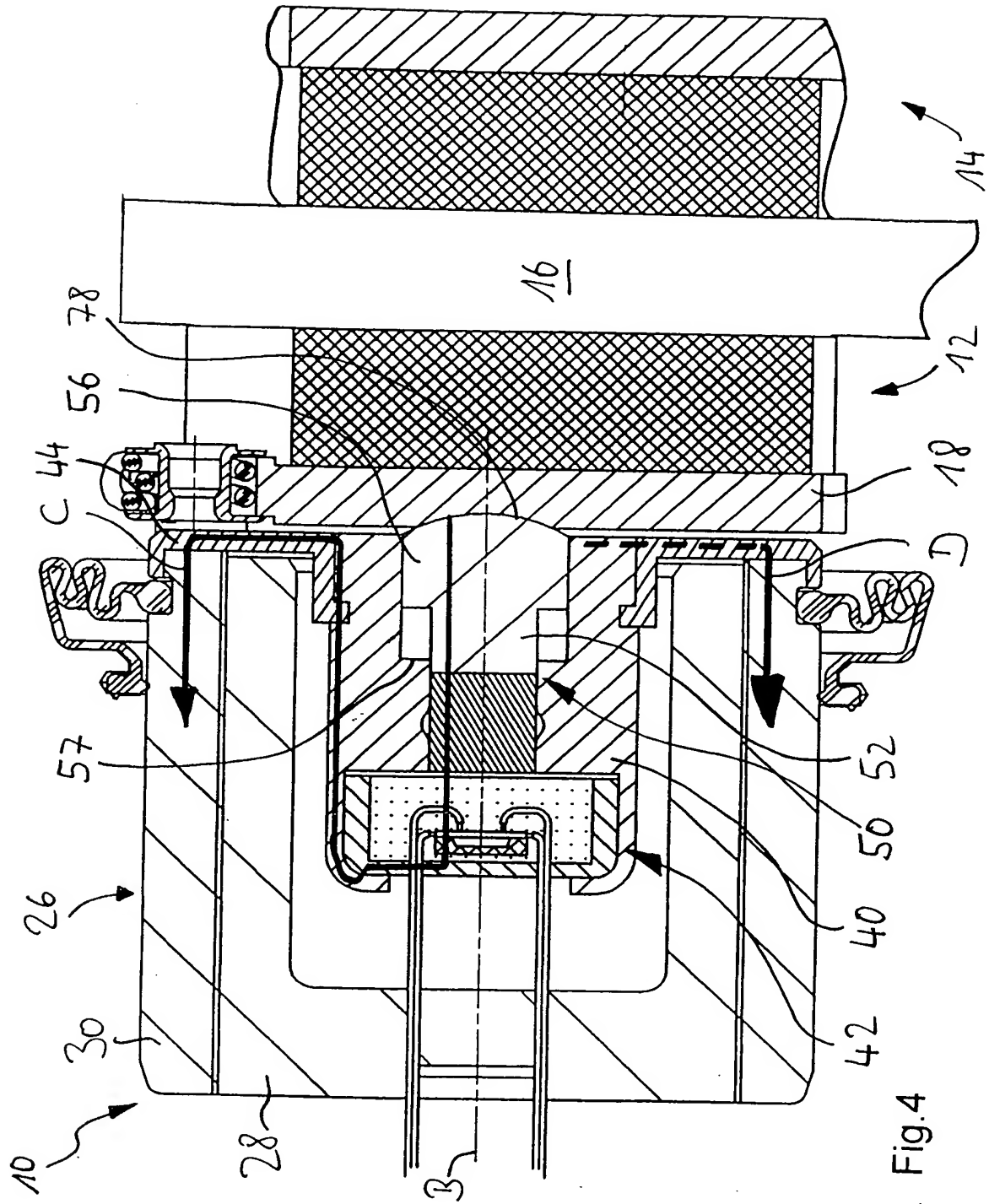


Fig. 4

CERTIFICATE OF MAILING

I hereby certify that this document is being deposited with the United States Postal Service as Express Mail addressed to:  
Mail Stop Patent Application, Commissioner For Patents,  
P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450 on the date set forth below.

Joni Bosch

(signature)

Express Mail No. EL964027990US  
Date of signature and deposit April 22, 2004

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of:	)	
LEO GILLES	)	Group Art Unit
	)	
Serial No.	)	
	)	Examiner
Filed: Herewith	)	
	)	
For: DISC BRAKE	)	Attorney Docket 1-25206

---

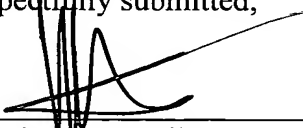
Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

TRANSMITTAL OF VERIFIED ENGLISH TRANSLATION OF  
PRIORITY APPLICATION NEW CLAIM

Honorable Sir:

Attached please find a verified English translation of priority application new claim 1 for Application No. PCT/EP02/11847.

Respectfully submitted,

  
\_\_\_\_\_  
Douglas V. Pavelko  
Reg. No. 36,888

MacMillan, Sobanski & Todd, LLC  
One Maritime Plaza, Fourth Floor  
720 Water Street  
Toledo, Ohio 43604  
(419) 255-5900

V E R I F I C A T I O N

I, Madgie Vintin, BA., MITI., translator to Taylor and Meyer of 20 Kingsmead Road, London, SW2 3JD, hereby declare that I am the translator of the documents attached, and certify that the following is a true translation, to the best of my knowledge and belief.

M. Vintin

(translator)

31st MARCH 2004

(date)

Amended claim 1

1. Disc brake (10), having two brake shoes (12, 14),  
which for generating a clamping force (A, A') are  
5 pressable against both sides of a brake disc (16), and  
an actuator device (26) for actuating at least one of  
the brake shoes (12, 14), wherein at least one force  
transducer (42) is disposed in a first force  
transmission path (C) between the actuator device (26)  
10 and at least one of the brake shoes (12, 14),  
characterized in that the maximum component of force  
acting upon the force transducer (42) upon generation  
of the clamping force (A, A') is limited.